

УДК 621.515

Centrifugal Compressor Head Characteristics Analysis Summary

**Yuri B. Galerkin*, Alexander A. Drozdov,
Alexey F. Rextin and Christina V. Soldatova**
*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Polytechnical Str., St. Petersburg, 195251, Russia*

Received 13.08.2017, received in revised form 29.09.2017, accepted 20.11.2017

Test results of the centrifugal compressor stage are analyzed. It is confirmed that in the coordinates "loading factor – flow rate coefficient" the head characteristic is linear and does not depend on the impeller Mach number. The characteristics of this stage and the design characteristics of the series of 10 model stages in the flow coefficient range 0.15–0.015 are compared with the calculation of an inviscid flow and with calculations by the NUMECA program in two ways. The calculated head performances are significantly different. Studies aimed at improving the reliability of CFD-calculations should be continued.

Keywords: centrifugal compressor stage, impeller, loading factor, flow rate coefficient, CFD-calculation.

Citation: Galerkin Yu.B., Drozdov A.A., Rextin A.F., Soldatova Ch.V. Centrifugal compressor head characteristics analysis summary, J. Sib. Fed. Univ. Eng. technol., 2017, 10(8), 1042-1061. DOI: 10.17516/1999-494X-2017-10-8-1042-1061.

Анализ напорной характеристики центробежных компрессорных рабочих колес

**Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов,
А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова**
*Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая, 29*

Проанализированы результаты испытания центробежной компрессорной ступени. Подтверждено, что в координатах «коэффициент теоретического напора – коэффициент расхода на выходе из колеса» характеристика линейная и не зависит от условного числа Маха. Характеристики этой ступени и проектные характеристики серии из 10 модельных ступеней с условным коэффициентом расхода в диапазоне 0,15–0,015 сопоставлены с расчетом невязкого

потока и с расчетом по программе NUMECA двумя способами. Рассчитанные напорные характеристики существенно отличаются. Исследования, направленные на повышение надежности CFD-расчетов, следует продолжить.

Ключевые слова: ступень центробежного компрессора, рабочее колесо, коэффициент напора, коэффициент расхода, CFD-расчет.

Введение

Для решения прямой задачи – расчета газодинамических характеристик ступени центробежного компрессора – и обратной задачи – проектирования ступени на заданное отношение давлений – достаточно преодолеть основные трудности, а именно рассчитать подводимую к газу механическую работу и ту ее долю, которая идет на преодоление сопротивления движению газа в проточной части [1].

В безразмерном виде задача сводится к расчету коэффициента теоретического напора $\psi_T = c_{u2} / u_2$ (где c_{u2} – окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса (РК), u_2 – окружная скорость на выходе из РК) и КПД η . Предметом представляемой работы является характеристика коэффициента теоретического напора. Согласно [2], функция $\psi_T = f(\varphi_2)$ (где φ_2 – коэффициент расхода на выходе из РК) линейная и не зависит от числа Маха, если режим течения дозвуковой. Экспериментальные данные, которыми располагают авторы, это подтверждают. Практически линейны размерные напорные характеристики многоступенчатых компрессоров, на что указывают данные заводских испытаний в работе [3].

Линейность напорной характеристики идеального РК с бесконечным числом лопаток легко объяснима [1]. Почему не нарушается линейность зависимости при конечном числе лопаток и большом влиянии вязкости (особенно на нерасчетных режимах, где существуют большие зоны отрыва потока), авторы не могут объяснить, что не мешает использовать это обстоятельство при анализе и расчете.

Напорная характеристика модельной ступени типа 028

Анализ линейной зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$ авторы приводят ниже на примере характеристик модельной ступени 028 семейства 20СЕ Проблемной лаборатории компрессоростроения СПбПУ [4]. Это ступень промежуточного типа в составе рабочего колеса с цилиндрическими лопатками, безлопаточного диффузора с шириной основного участка меньше высоты лопаток РК на выходе и обратно-направляющего аппарата. Схема проточной части в меридиональной плоскости с указанием основных размеров изображена на рис. 1.

В соответствии с принципами проектирования методом универсального моделирования [1, 5-8] лопаточная решетка оптимизировалась на основе анализа диаграмм скоростей невязкого потока (расчет по программе 3ДМ.023). На рис. 2 показана схема проточной части РК 028 и вид его лопаточной решетки.

На рис. 3 даны диаграммы меридиональных скоростей на восьми осесимметричных поверхностях тока и диаграммы скоростей на трех поверхностях тока по высоте лопаток. Условный коэффициент расхода соответствует маленькому отрицательному углу атаки на периферии лопаток. Этот режим рекомендован в качестве расчетного как режим минимального коэффициента сопротивления рабочего колеса [9].

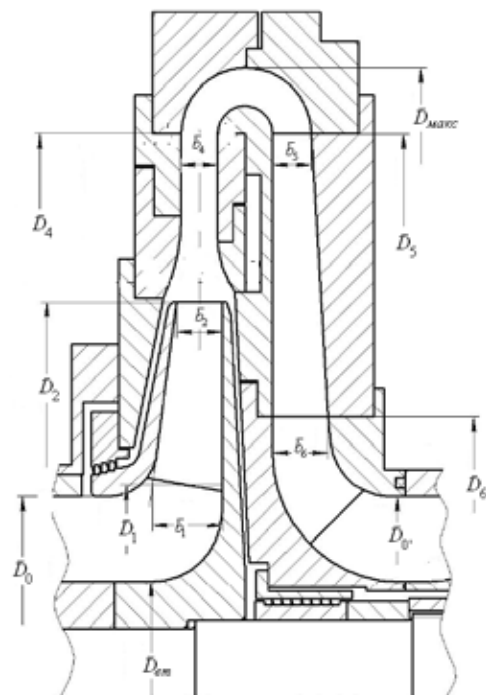


Рис. 1. Схема проточной части ступени промежуточного типа в меридиональной плоскости с названиями основных размеров

Fig. 1. Meridional scheme with main dimensions of the stage impeller+VLD+RCH

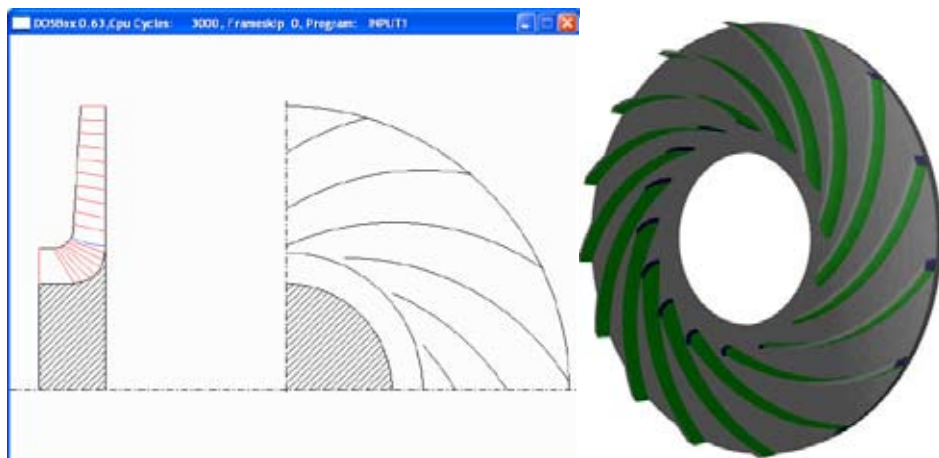


Рис. 2. Программа 3DM.023. Схема проточной части и вид лопаточной решетки РК типа 028

Fig. 2. The program 3DM.023. Flow path scheme and the blade row of the impeller type 028

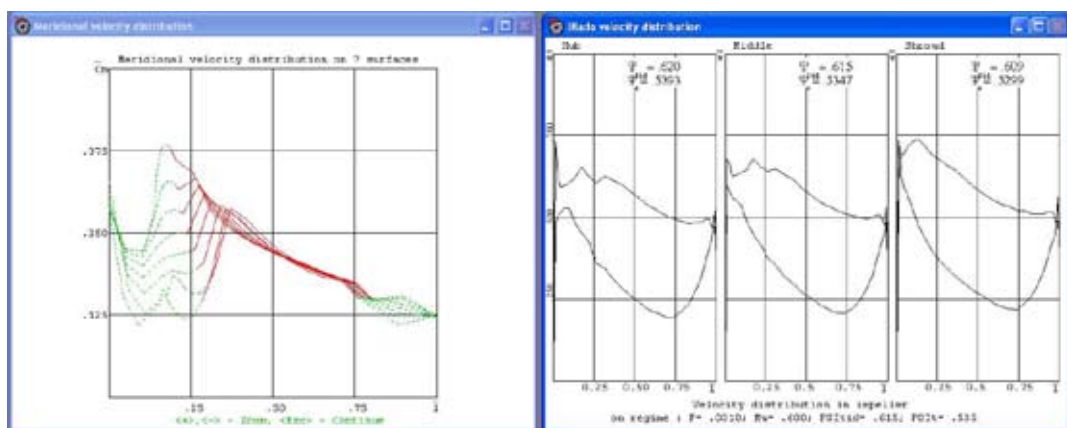


Рис. 3. Программа 3ДМ.023. Диаграммы меридиональных скоростей на восьми осесимметричных поверхностях тока (слева) и диаграммы скоростей на трех поверхностях тока по высоте лопаток (справа)

Fig. 3. The program 3DM.023. Diagrams of the meridional velocity of eight quasi orthogonals (left) and velocity diagram on the hub, on the mean surface and on the shroud (right)

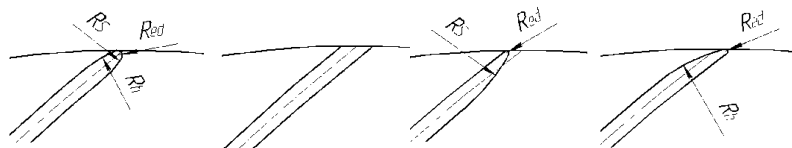


Рис. 4. Формы выходных кромок лопаток рабочего колеса [1]

Fig. 4. Shape of impeller trailing edge [1]

Ступень испытывалась при трех значениях условного числа Маха $M_u = 0,60, 0,70, 0,80$. При испытании ступени с двумя разными размерами обратно-направляющего аппарата напорные характеристики рабочего колеса совпали в пределах точности эксперимента.

В [1] рассмотрены варианты формы выходной кромки лопаток РК, влияющие на напорную характеристику (рис. 4).

Слева рекомендованное в [9] симметричное заострение. Вторая слева форма тупая. При соединении основного и покрывающего дисков сваркой такая форма получается после чистой обточки РК по наружному диаметру. На основании опытов с модельными ступенями в [1] указано, что при этих двух формах напорные характеристики совпадают и есть слабая тенденция к росту КПД у РК с заостренной формой. Третья слева конфигурация с заострением со стороны задней поверхности соответствует классической рекомендации школы НЗЛ [10]. При этом фактический выходной угол лопатки β_{12} больше угла, отсчитываемого от средней линии. В [1] такое заострение или заострение со стороны передней поверхности (справа на рис. 3) рекомендовано для «подстройки» напорной характеристики РК с тупой кромкой при желании увеличить (заострение со стороны задней поверхности) или уменьшить напор (заострение со стороны передней поверхности).

Рабочее колесо 028 испытывалось с тупой выходной кромкой, с заострением кромки с передней стороны и с заострением кромки с передней стороны на половину толщины лопатки.

Всего проведено 15 испытаний. Результаты одного испытания, видимо, содержат случайную ошибку, так как напор на 2-3 % ниже, чем при других испытаниях этого варианта ступени. Это испытание исключено из рассмотрения.

На рис. 5 приведены результаты испытания ступени 028 с тупой выходной кромкой при $M_u = 0,60$. Характеристики представлены в обычном для модельных ступеней виде $\eta^*, \psi_i = f(\Phi)$, где Φ – условный коэффициент расхода; ψ_i – коэффициент внутреннего напора. Красные точки и линии у ступени с постоянной высотой лопаток обратного направляющего аппарата (ОНА), серые и зеленые – два испытания ступени с ОНА с $b_5 < b_6$, где b_5 – высота лопаток ОНА на входе, м; b_6 – высота лопаток ОНА на выходе, м. Штриховые линии – эксперимент, сплошные линии – моделирование (расчет) характеристик по 8-й версии метода универсального моделирования [10].

У вариантов с ОНА при соотношении высот лопаток $b_5 < b_6$ расчет КПД достаточно точен. Но математическая модель некорректно учитывает влияние отношения b_5 / b_6 на потери в ОНА при $b_5 = b_6$. Предсказывается рост КПД, в то время как измеренный КПД при этом меньше. Правильно предсказано только смещение характеристики в сторону больших расходов. Моделирование характеристики КПД не предмет этой работы. Достаточно указать, что на моделирование напорной характеристики некорректность расчета КПД у варианта ступени 028 при $b_5 = b_6$ не оказывает влияния.

При построении характеристик $\psi_T = f(\varphi_2)$ экспериментальные данные обрабатывались следующим образом. Коэффициент внутреннего напора рассчитывался по измеренной величине повышения температуры торможения в РК:

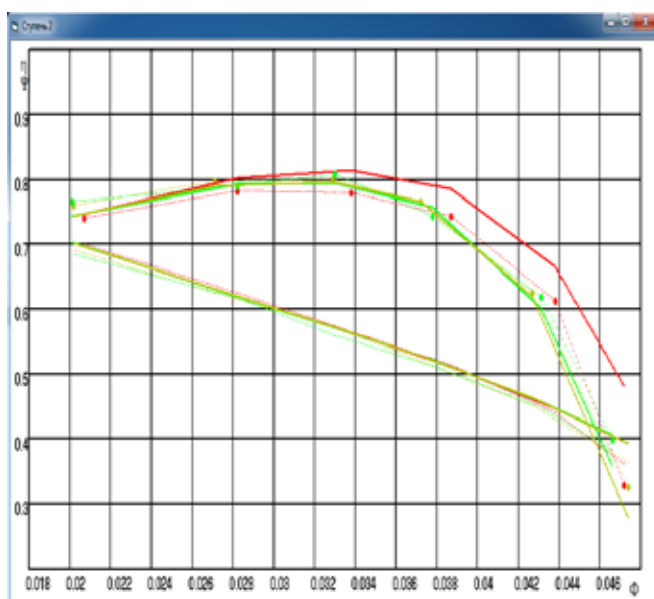


Рис. 5. Результаты трех испытаний ступени 028 с тупой выходной кромкой при $M_u = 0,60$ (монитор программы IDENT). Штриховые линии – эксперимент, сплошные линии – расчет

Fig. 5. The test results of the stage 028 with a blunt trailing edge. $M_u = 0,60$ (IDENT program monitor). Dashed lines – experiment, solid lines – calculation

$$\psi_i = \frac{c_p \Delta T^*}{u_2^2}, \quad (1)$$

где T^* – полная температура, К; c_p – теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг*К).

Коэффициент теоретического напора определялся по измеренной величине коэффициента внутреннего напора с учетом коэффициентов протечек и дискового трения:

$$\psi_T = \frac{\psi_i}{1 + \beta_{np} + \beta_{mp}}, \quad (2)$$

где β_{np} – коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении; β_{mp} – коэффициент дискового трения.

В [3] показано, что для повышения точности моделирования характеристик РК следует учесть поток протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска \bar{m}_{np} , который движется в рабочем колесе дополнительно к расходу газа в проточной части \bar{m} . Расчет коэффициента

расхода сделан по уравнению неразрывности с учетом коэффициента протечек $\beta_{np} = \frac{\bar{m}_{np}}{\bar{m}}$. Ко-

эффициент сжимаемости $\varepsilon_2 = \rho_2 / \rho_0^*$ (где ρ_2 – плотность газа на выходе из РК, кг/м³; ρ_0^* – плотность газа по полным параметрам на входе в РК, кг/м³) рассчитан по 8-й версии программы метода универсального моделирования [11]:

$$\varphi_2 = \frac{\Phi_0}{4\varepsilon_2 b_2}, \quad \Phi_0 = \Phi(1 + \beta_{np}), \quad (3)$$

где Φ_0 – условный коэффициент расхода с учетом протечек.

Расчет коэффициентов так называемых щелевых потерь сделан по эмпирическим формулам метода универсального моделирования:

$$\beta_{mp} = K_{mp} \frac{\varepsilon_2}{\Phi \times \psi_T \times \text{Re}_u^{0.2}}, \quad (4)$$

где Re_u – условное число Рейнольдса; K_{mp} – эмпирический коэффициент, определяющий величину трения.

$$\beta_{np} = K_{np} \frac{K_D \bar{\delta}_{ynl}}{\Phi \times \bar{D}_1}, \quad (5)$$

где \bar{D}_1 – относительный диаметр начала лопаток РК; K_D – отношение диаметра начала лопаток к диаметру входе в РК; $\bar{\delta}_{ynl}$ – относительный зазор в лабиринтном уплотнении; K_{np} – эмпирический коэффициент, определяющий величину протечек.

Зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$ для 14 испытаний ступени типа 028 приведены на рис. 6.

Приводимые на рис. 6 экспериментальные точки аппроксимируются прямыми линиями, задаваемыми коэффициентом теоретического напора при нулевом расходе ψ_{T0} и углом наклона по отношению к оси ординат β_T . В скобках указаны значения эмпирических коэффициентов моделирования напорной характеристики в 4-й версии математической модели [1] K_μ и X_{pst0} :

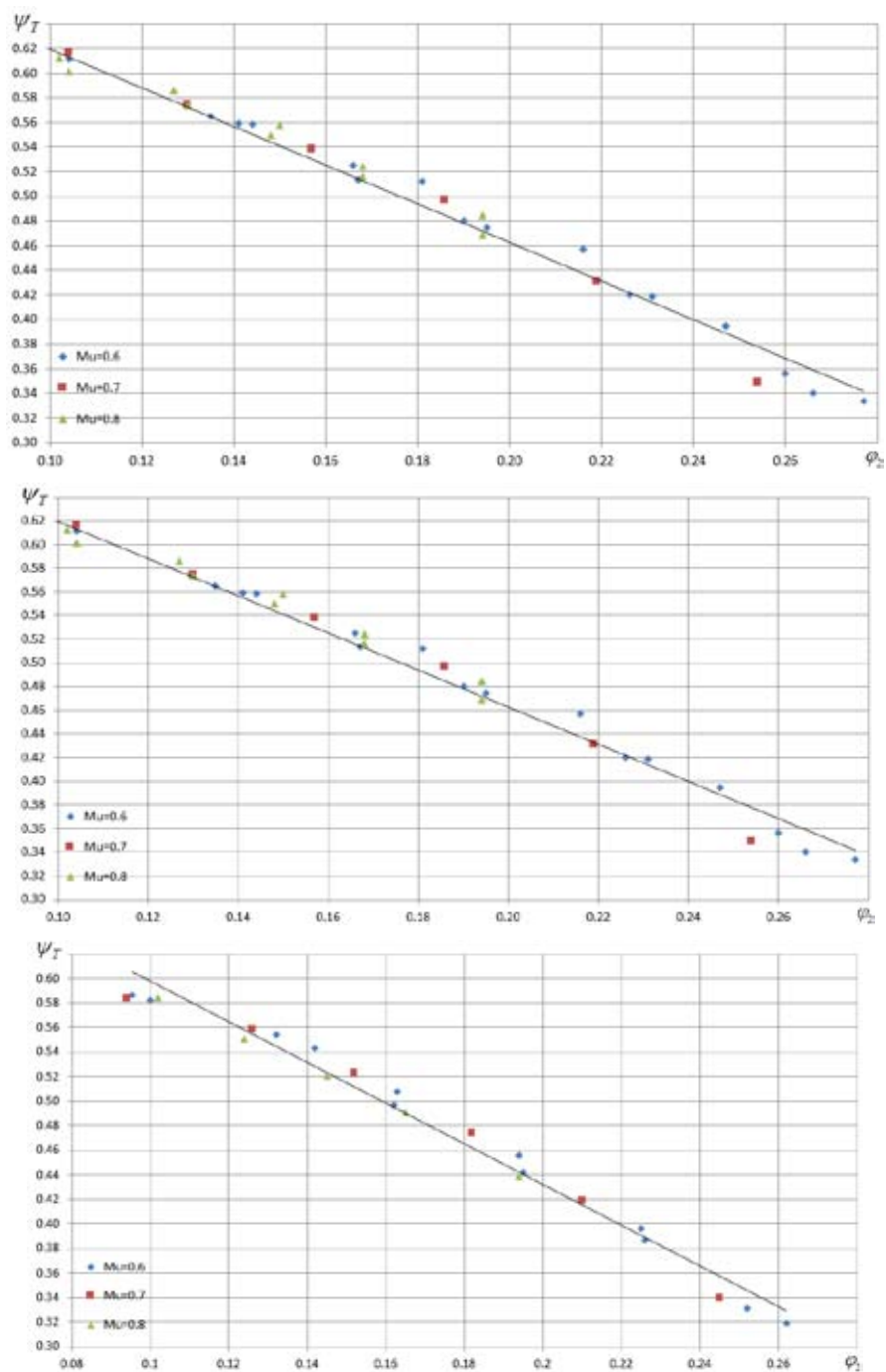


Рис. 6. Напорные характеристики РК типа 028 при $M_u = 0,60, 0,70, 0,80$. Сверху – тупая выходная кромка лопаток, в центре – заострение на половину толщины со стороны передней поверхности, снизу – заострение со стороны передней поверхности

Fig. 6. The approximation of the loading factor characteristics of impeller type 028, $M_u = 0,60, 0,70, 0,80$. Above – blunt trailing edge, amidst – sharpening at half the thickness from the pressure side, below – sharpening from the pressure side

- тупая кромка $\psi_{T0} = 0,835$, $\beta_T = 29,7^\circ$ ($K_\mu = 1,75$, $X_{pst0} = 2,40$);
- заостренная на половину толщины со стороны передней поверхности $\psi_{T0} = 0,813$, $\beta_T = 29,0^\circ$ ($K_\mu = 2,20$, $X_{pst0} = 2,20$);
- заостренная со стороны передней поверхности $\psi_{T0} = 0,836$, $\beta_T = 28,0^\circ$ ($K_\mu = 2,20$, $X_{pst0} = 2,0$).

Линейные напорные характеристики, аппроксимирующие экспериментальные точки на рис. 6, использованы для сопоставления с рассчитанными разными способами характеристиками ступени типа 028. Они вместе представлены на рис. 7, невязкий расчет произведен для симметричной выходной кромки, также дана напорная характеристики для бесконечного числа лопаток. Пояснение по напорной характеристике при невязком течении сделано ниже.

При бесконечном числе лопаток угол наклона β_T равен углу лопаток β_{i2} . Последний равен $30,3^\circ$ у РК типа 028. Тот факт, что экспериментальные характеристики практически параллельны характеристике при бесконечном числе лопаток, не имеет, к сожалению, универсального характера. Иначе моделирование зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$ было бы значительно проще. При больших выходных углах угол β_T значительно меньше выходного угла лопаток.

Обращает внимание не вполне закономерное влияние способа заострения на протекание характеристики. При полном заострении значение коэффициента напора при нулевом расходе практически такое же, как при тупой выходной кромке (ψ_{T0} равно 0,835 и 0,836 соответственно). Но за счет меньшего угла наклона при полном заострении коэффициент напора в рабочем диапазоне меньше. При заострении на половину толщины можно ожидать промежуточное значение коэффициента напора в диапазоне рабочих режимов, а оно меньше, чем при полном

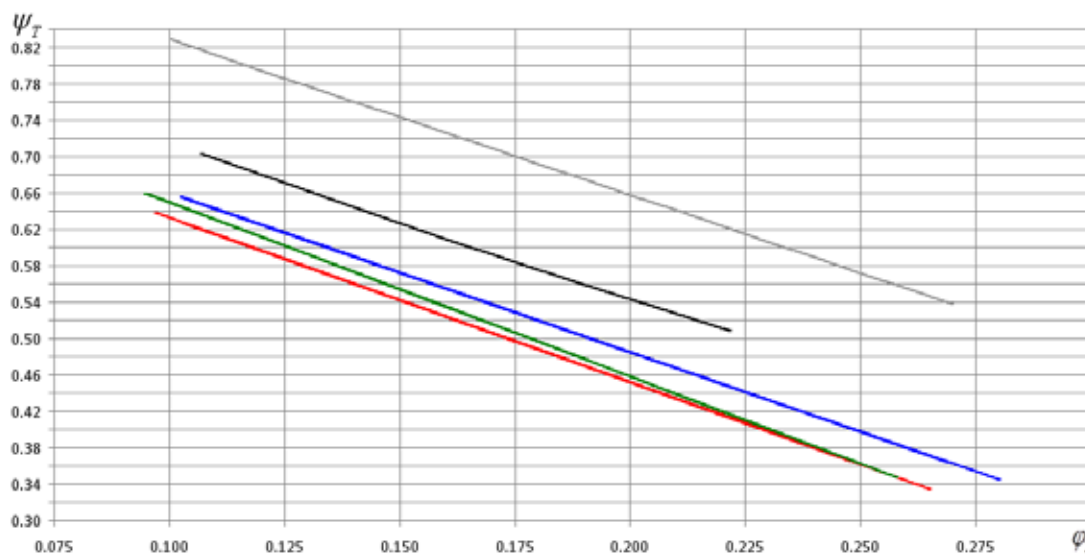


Рис. 7. Напорные характеристики РК типа 028. Синий – тупая выходная кромка лопаток, красный – заострение на половину толщины со стороны передней поверхности, зеленый – заострение со стороны передней поверхности, черный – невязкий поток, серый – бесконечное число лопаток

Fig. 7. The loading factor characteristics of impeller type 028. Blue – blunt trailing edge, red – sharpening at half the thickness from the pressure side, green – sharpening from the pressure side, black – inviscid flow, gray – infinite number of blades

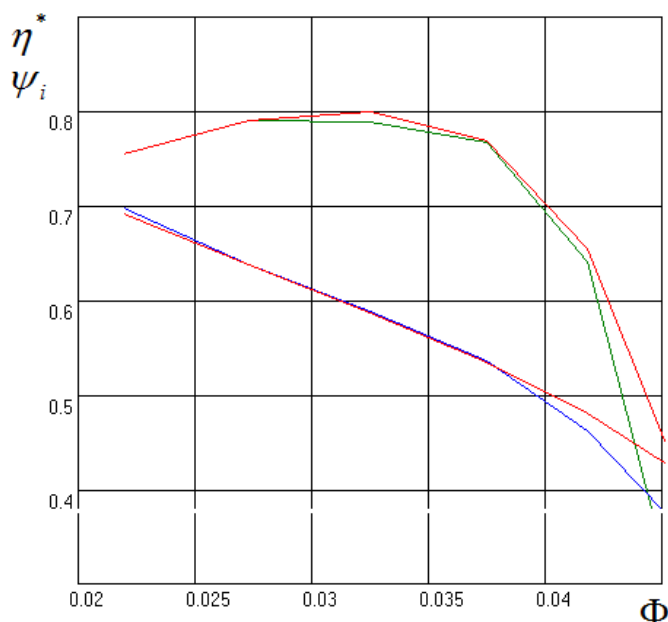


Рис. 8. Характеристики ступени 028 с тупой выходной кромкой при $M_u = 0,70$ (монитор программы IDENT). Зеленые линии – эксперимент, красные линии – расчет по математической модели

Fig. 8. The characteristics of the stage 028 with blunt trailing edge, $M_u = 0,70$ (IDENT program monitor). Green – experiment, red – calculation

заострении, из-за меньшего значения $\psi_{T0} = 0,813$. Угол наклона стал больше и практически равен углу при тупых выходных кромках.

На рис. 8 показаны характеристики ступени 028 с тупой выходной кромкой при $M_u = 0,70$ и смоделированные по 8-й версии математической модели характеристики.

Диапазон $\Phi = 0,020 - 0,040$ характерен для рабочих режимов ступени в составе компрессора. Моделирование в этом диапазоне достаточно точное. Информация о параметрах потока в трех точках характеристики представлена в табл. 1.

В столбце 1 даны значения коэффициента расхода, при которых производилось измерение параметров ступени. В столбцах 2, 4, 5 отражены значения параметров, рассчитываемых по математической модели на основании результатов испытания. В столбце 6 и 7 представлены

Таблица 1. Параметры ступени типа 028 и ее напорной характеристики при $M_u = 0,70$

Table 1. Parameters of stage 028 and its loading factor characteristics, $M_u = 0,70$

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|--------|--------------|----------|-------------|--------------|----------|----------|----------|-------|-----------------|--------------------------------|
| Φ | β_{np} | Φ_0 | Φ_{20} | β_{mp} | ψ_i | ψ_T | η^* | n | $\psi_{T_{u0}}$ | $\frac{\psi_T}{\psi_{T_{u0}}}$ |
| 0,0375 | 0,0151 | 0,0381 | 0,188 | 0,0316 | 0,537 | 0,513 | 0,768 | 1,592 | 0,561 | 0,914 |
| 0,0325 | 0,0174 | 0,0331 | 0,160 | 0,0338 | 0,588 | 0,559 | 0,800 | 1,556 | 0,609 | 0,918 |
| 0,0219 | 0,0258 | 0,0225 | 0,107 | 0,0432 | 0,653 | 0,647 | 0,755 | 1,609 | 0,703 | 0,920 |

коэффициент внутреннего напора и политропный КПД по полным параметрам, рассчитанные по измеренным параметрам потока.

При коэффициентах расхода в столбце 3 рассчитан невязкий квазитрехмерный поток в РК типа 028 при $M_u = 0,70$. Расчеты проведены при показателе политропы в столбце 9, рассчитан-

ные исходя из соотношения $\frac{n}{n-1} \approx \eta^* \frac{k}{k-1}$, где k – показатель изоэнтропы. Здесь использование

КПД ступени по полным параметрам делает соотношение приближенным, но более точный расчет по статическому КПД колеса (также рассчитывается по математической модели, но не выводится на дисплей) дает незначительное уточнение. Значение φ_{20} , определяющее величину коэффициента расхода на выходе из РК с учетом протечек, которое рассчитывает программа невязкого течения при учете КПД, незначительно отличается от расчета по математической модели.

Рассчитанные по программе 3ДМ.023 значения коэффициента напора невязкого потока показаны в столбце 10, а отношение экспериментального и невязкого коэффициентов напора – в столбце 11. Расчет коэффициента теоретического напора программа 3ДМ.023 делается на основании постулата Жуковского-Чаплыгина о том, что критическая точка находится на острие выходной кромки. Применительно к центробежным рабочим колесам с лопатками постоянной толщины это означает, что критическая точка расположена на пересечении средней линии профиля с диаметром рабочего колеса. Лопатки предполагаются симметрично заостренными (рис. 4 слева). Испытанное колесо имело тупые выходные кромки, но эксперименты не выявили влияния этого различия формы на напорную характеристику.

По очевидному уравнению прямой линии значения в столбцах 4 и 10 дают угол наклона напорной характеристики невязкого потока, который оказался равным $\beta_{T_{ид}} = 29,7^\circ$, а коэффициент теоретического напора $\psi_{T_{ид}} = 0,892$. Это точно совпадает с углом наклона испытанного РК с тупой выходной кромкой. При бесконечном числе лопаток угол наклона равен выходному углу лопаток ($30,3^\circ$ у РК типа 028).

При бесконечном числе лопаток коэффициент напора при нулевом расходе равен единице. У рабочего колеса типа 028 при движении невязкого газа этот коэффициент напора равен 0,891, т.е. из-за конечного количества лопаток коэффициент меньше на 10,9 %. У реального РК типа 028 этот коэффициент равен 0,835. То есть из-за вязкости коэффициент напора при нулевом расходе уменьшается еще на 5,6 %. Линейные характеристики при невязком течении и при бесконечном числе лопаток показаны на рис. 8.

Для проверки возможностей моделирования напорной характеристики ступени типа 028 CDF-методами сделан ряд расчетов по программе NUMECA Fine Turbo при следующих условиях (так же рассчитаны характеристики других РК, приводимые ниже):

- на входе в расчетную область задавались полное давление и полная температура;
- на выходе задавался массовый расход.

Расчеты производились для одного межлопаточного канала без учета протечек через лабиринтные уплотнения. Пробные расчеты показали, что при расчете всей лопаточной решетки получается идентичная напорная характеристика. Применяли модель турбулентности

Спалларта-Алмарраса. Число ячеек сетки выбирали согласно рекомендациям, сделанным в [11].

Коэффициент расхода по программе NUMECA Fine Turbo рассчитывали двумя способами. Из уравнения неразрывности:

$$\varphi_{20} = \frac{\bar{m}_0}{\rho_2 \pi D_2 b_2 u_2}, \quad (6)$$

где D_2 – наружный диаметр РК, м; b_2 – высота лопатки РК на выходе, м.

Второй способ – из расчета кинематики потока с осреднением скорости на выходе из РК (обозначения из инструкции пользователя программы НУМЕКА):

$$q = \frac{\sum_s q \cdot |d\vec{s}|}{\sum_s |d\vec{s}|}, \quad (7)$$

где q – осредняемая величина; S – площадь поверхности, м².

Формула (7) не учитывает изменение плотности ρ_2 по поверхности сечения на выходе из РК, но пробный расчет показал пренебрежимо малое уточнение на 0,1 % при учете плотности.

Коэффициент напора также рассчитывался двумя способами. Первый – по формуле (1). Так как щелевые потери не моделировались, по формуле (1) программа NUMECA рассчитывает коэффициент не внутреннего, а теоретического напора.

Второй способ – из расчета кинематики потока определялось значение c_{u2} . Использован способ осреднения скорости на выходе из РК по формуле (7). Это не вполне строгое осреднение. Более строгое осреднение по массовому расходу

$$c_{u2} = \frac{\sum_s c_{u2} \cdot c_{r2} \cdot \rho_2 \cdot |d\vec{s}|}{\sum_s c_{r2} \cdot \rho_2 \cdot |d\vec{s}|}, \quad (8)$$

где c_{r2} – радиальная составляющая абсолютной скорости, м/с.

На рис. 9 сопоставлены значения коэффициента расхода на выходе из рабочего колеса в зависимости от условного коэффициента расхода.

Красная линия – обработка экспериментальных характеристик по математической модели, достаточно точно описывающей результаты эксперимента. Зеленая линия – расчет NUMECA из уравнения неразрывности по формуле (6). Черная линия расчет NUMECA с осреднением скорости на выходе из РК по формуле (7). Оба расчета по NUMECA дают близкие результаты. Небольшое отличие от экспериментальных данных должно оказывать влияние на напорную характеристику. В расчетной точке $\Phi_0 \approx 0,0325$ это отличие менее 2 % – коэффициент расхода по NUMECA меньше. Это дает превышение рассчитанного коэффициента напора на 1,5 %.

На рис. 10 и 11 сопоставлена измеренная зависимость $\psi_T = f(\varphi_2)$ с напорными характеристиками, рассчитанными разными способами. На рис. 10 φ_{20} рассчитан по ф. (6), ψ_T – по ф. (1). На рис. 11 φ_{20} и ψ_T рассчитаны по осредненным значениям скоростей по ф. (7).

От минимального коэффициента расхода до $\varphi_{20} = 0,180$ рассчитанные характеристики при разных Махах совпадают, но зависимость $\psi_T = f(\varphi_2)$ не вполне линейная. При больших расходах

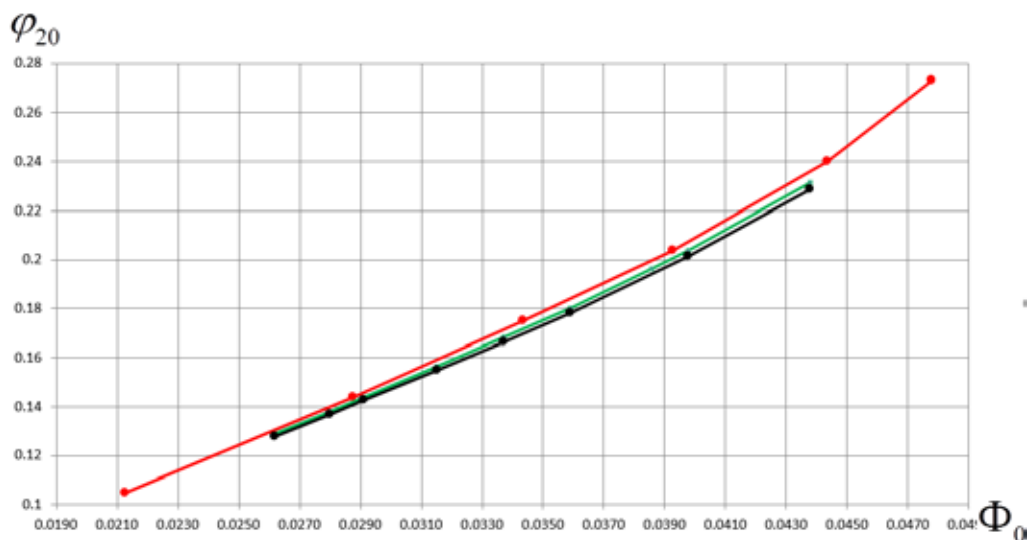


Рис. 9. Коэффициент расхода на выходе из РК в зависимости от условного коэффициента расхода. Красный – эксперимент с перерасчетом по ф. (3), зеленый – расчет NUMECA по ф. (6), черный – расчет NUMECA по ф. (7)

Fig. 9. The flow rate coefficient at the impeller exit versus flow rate coefficient Φ . Red – experiment with recalculation at f. (3), green – NUMECA calculation in f. (6), black – NUMECA calculation at f. (7)

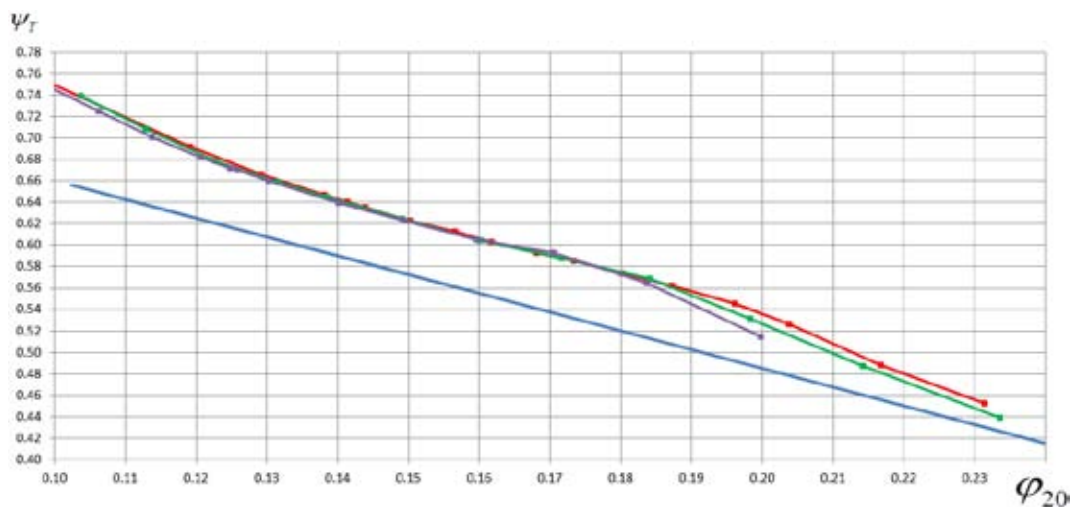


Рис. 10. Сравнение аппроксимированной экспериментальной напорной характеристики (синий) $\psi_T = f(\varphi_2)$ рабочего колеса 028 с расчетом по программе NUMECA φ_{20} по ф. (6), ψ_T по ф. (1). Красный – $M_u = 0,6$, зеленый – $M_u = 0,7$, фиолетовый – $M_u = 0,8$

Fig. 10. Comparison of the experimental and approximated loading factor characteristics (blue) $\psi_T = f(\varphi_2)$ of the impeller 028 with calculation by program NUMECA. φ_{20} calculated by formula (6), ψ_T by formula (1). Red – $M_u = 0,6$, green – $M_u = 0,7$, purple – $M_u = 0,8$

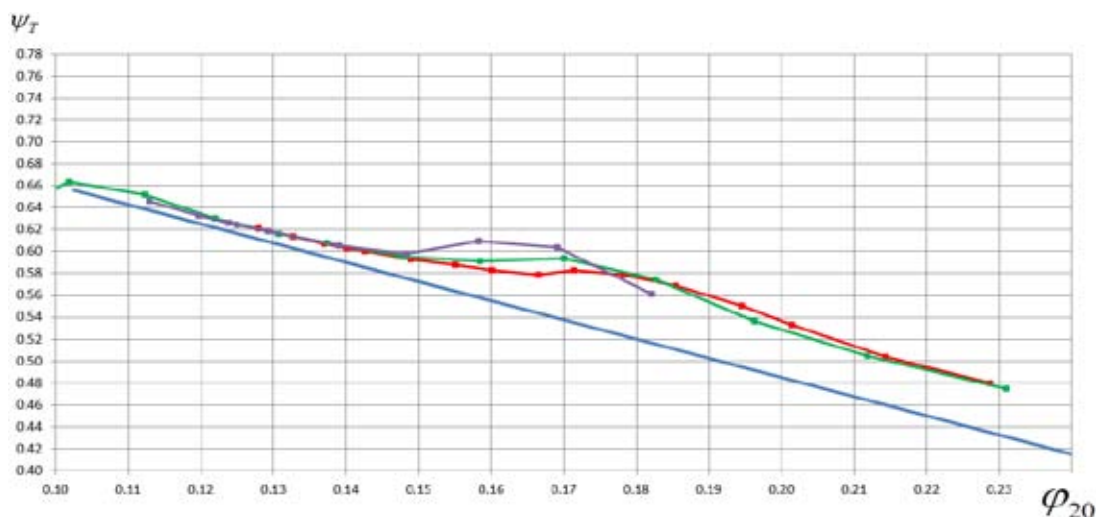


Рис. 11. Сравнение аппроксимированной экспериментальной напорной характеристики (синий) $\psi_T = f(\varphi_2)$ рабочего колеса 028 с расчетом по программе NUMECA. φ_{20} и ψ_T рассчитаны по осредненным значениям скоростей по ф. (7). Красный – $M_u = 0,6$, зеленый – $M_u = 0,7$, фиолетовый – $M_u = 0,8$

Fig. 11. Comparison of the experimental and approximated loading factor characteristics (blue) $\psi_T = f(\varphi_2)$ of the impeller 028 with calculation by program NUMECA. φ_{20} and ψ_T calculated by averaged values of velocity by formula (7). Red – $M_u = 0,6$, green – $M_u = 0,7$, purple – $M_u = 0,8$

характеристики при разных Махах расходятся и уменьшают угол наклона. По формулам (6) и (1) превышение рассчитанного коэффициента напора вблизи расчетного режима с $\varphi_{20} \approx 0,15$ порядка 8,8 %.

Влево от расчетного режима рассчитанная по осредненным скоростям c_{r2} и c_{u2} на рис. 11 характеристика приближается к экспериментальной характеристике. Это можно было бы считать хорошим результатом, но отличия от коэффициентов напора на рис. 10 не может быть в реальном процессе сжатия. При $\varphi_2 > \varphi_{2расч}$ функция $\psi_T = f(\varphi_2)$ принимает незакономерный характер. Происходящее трудно объяснить, поскольку та же функция, рассчитанная по формулам (1) и (6), достаточно закономерна.

На рис. 12 показано поле скоростей в рабочем колесе на расчетном расходе и на расходе больше расчетного, где происходит незакономерное увеличение коэффициента напора на рис. 11.

При $\varphi_2 > \varphi_{2расч}$ у входной кромки на передней поверхности виден отрыв потока, распространяющийся вглубь канала. По данным измерений и визуализации отрывы на передней поверхности не возникают [1, 9], в рассчитанной модели течения отрыв может повлиять на структуру потока в выходном сечении РК, где осредняются скорости c_{r2} и c_{u2} .

На рис. 13 изобразено поле скоростей c_{r2} на выходе из РК на трех режимах по расходу (один межлопаточный канал).

Неравномерность поля c_{r2} увеличивается с ростом расхода. Но на рис. 9 осредненные значения c_{r2} не отличаются от рассчитанных значений из уравнения неразрывности. Значит, появление области незакономерно протекающей характеристики не связано с осредненным значением c_{r2} .

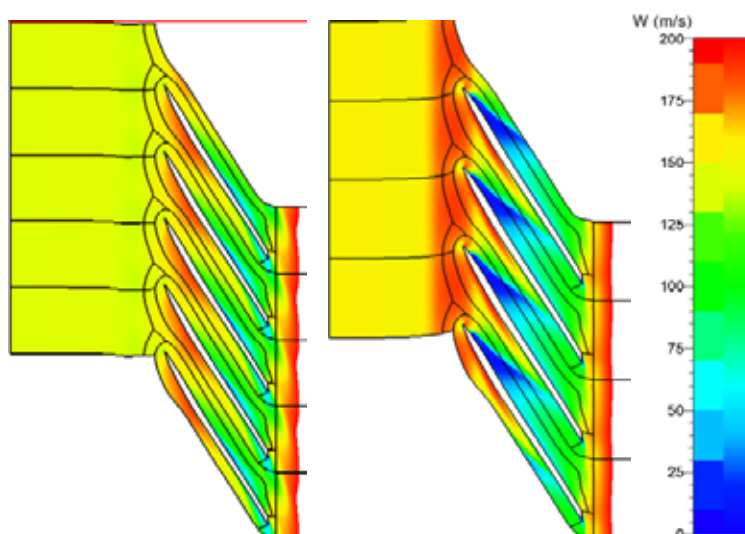


Рис. 12. Поле скоростей в рабочем колесе типа 028 на расчетном расходе и на расходе больше расчетного. Периферийная осесимметричная поверхность тока (ОПТ), $M_u = 0,80$. Слева $\varphi_{20} = 0,1482$, справа $\varphi_{20} = 0,1582$

Fig. 12. The velocity field in the impeller type 028 on the design flow rate and on the higher flow rate. Peripheral axisymmetric surface current, $M_u = 0,80$. Left $\varphi_{20} = 0,1482$, right $\varphi_{20} = 0,1582$

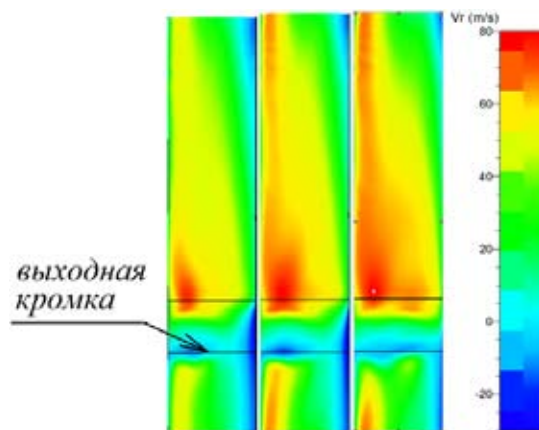


Рис. 13. Поле скоростей c_{r2} на выходе из РК типа 028 на трех режимах по расходу. Слева $\Phi = 0,1249$, в центре $\Phi = 0,1482$, справа $\Phi = 0,1582$. $M_u = 0,80$

Fig. 13. The c_{r2} velocity field at the outlet of the impeller type 028 at three flow rates. Left $\Phi = 0,1249$, amidst $\Phi = 0,1482$, right $\Phi = 0,1582$. $M_u = 0,80$

На рис. 14 показано поле скоростей c_{u2} на выходе из РК на трех режимах по расходу (один межлопаточный канал).

На размере зоны повышенных значений c_{u2} режим работы сказывается мало. Авторы не имеют объяснения несоответствия значений коэффициента теоретического напора, рассчитанного по программе NUMECA двумя способами (рис. 10 и 11). Непонятно возникновение зоны неупорядоченного протекания характеристики.

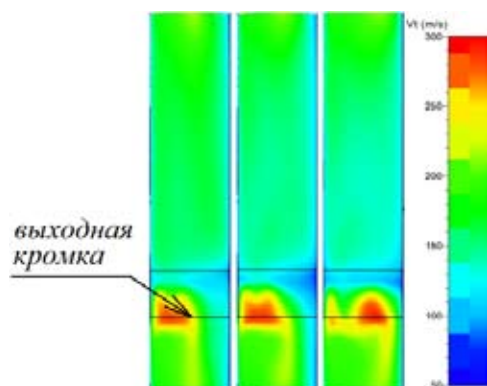


Рис. 14. Поле скоростей c_{t2} на выходе из РК типа 028 на трех режимах по расходу. Слева $\Phi = 0,1249$, в центре $\Phi = 0,1482$, справа $\Phi = 0,1582$. $M_u = 0,80$

Fig. 14. Tangential velocity field at the outlet of the impeller type 028 at three flow rates. Left $\Phi = 0,1249$, amidst $\Phi = 0,1482$, right $\Phi = 0,1582$. $M_u = 0,80$

Напорные характеристики ряда модельных ступеней

Для дальнейшего анализа на других объектах по аналогичной методике были рассчитаны напорные характеристики серии из 10 модельных ступеней промежуточного типа со значениями коэффициентов расхода в диапазоне $\Phi_{расч} = 0,15 - 0,015$ при $M_u = 0,55$. Схема ступеней аналогична схеме, показанной на рис. 1, но все рабочие колеса осерадиальные. Результаты CFD-расчетов сопоставлены с расчетными параметрами ступеней. Графики, подобные графикам на рис. 10 и 11, заняли бы слишком много места. Ниже представлена базовая информация.

На рис. 15 в зависимости от $\Phi_{расч}$ отражены отношения коэффициентов напора по формулам (1) и (7) к расчетному коэффициенту напора $\psi_{T расч} = 0,50$, одинаковому для всех ступеней с $\Phi_{расч} = 0,15 - 0,015$. Зелеными точками на рис. 15 и 16 показаны значения $\psi_T / \psi_{T расч}$ и $\varphi_{20} / \varphi_{20 расч}$ для РК типа 028. Отличием рассчитанных по математической модели и по программе NUMECA коэффициентов напора в пределах 2-4 % нельзя пренебречь.

На рис. 16 для РК с разными $\Phi_{расч}$ представлены отношения коэффициентов расхода по формулам (7) и (8) к коэффициенту расхода $\varphi_{20 расч}$ по проекту.

На рис. 17 изображены треугольники скоростей на расчетном режиме для ступени 028 и модельных ступеней с $\Phi_{расч} = 0,15, 0,065$ и $0,015$ по проектным значениям $\varphi_{20 расч}$ и $\psi_{T расч}$. На них наложены треугольники скоростей по результатам CFD-расчета с ψ_T по формуле (1) и с φ_{20} по формуле (6).

На рис. 18 приведены данные по наклону напорной характеристики по математической модели и по CFD-расчету в зависимости от $\Phi_{расч}$.

Приведенные данные демонстрируют все еще непреодоленные сложности корректного расчета газодинамических характеристик центробежных ступеней CFD-методами. Особенно показательно несовпадение коэффициентов теоретического напора, рассчитанных по параметрам потока двумя разными способами. Уравнение энергии в потоке газа $c_p (T_2^* - T_0^*) = h_T + Q_{вн}$ (где h_T – теоретический напор, Дж/кг; $Q_{вн}$ – количество теплоты внешнего теплообмена, Дж/кг) и

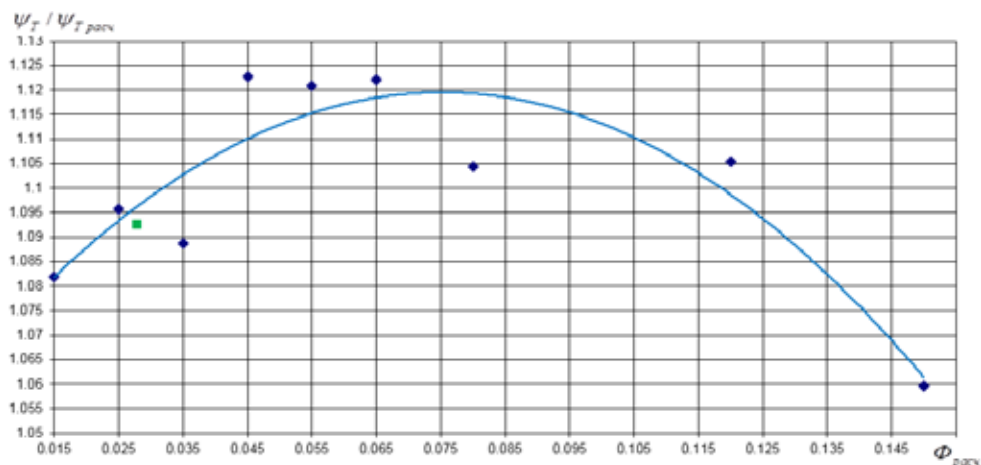


Рис. 15. Отношения коэффициентов напора по формулам (1) к расчетному коэффициенту напора

Fig. 15. Ratio of loading factor by the formula (1) to design loading factor

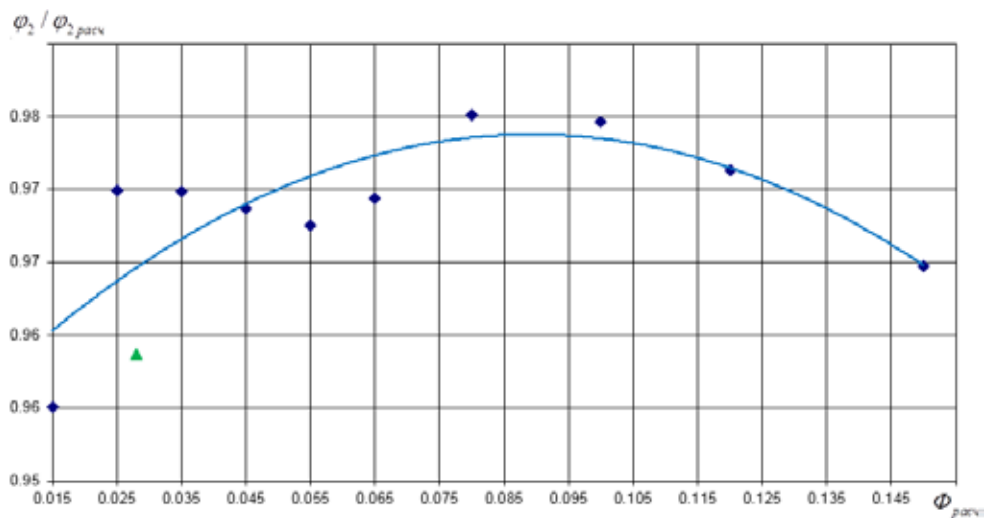


Рис. 16. Отношения коэффициентов расхода по формуле (6) (синий) к коэффициенту расхода \$\phi_{20 \text{ расч}}\$

Fig. 16. Ratio of flow rate coefficient by the formula (6) (blue) to flow rate coefficient \$\phi_{20 \text{ расч}}\$

основное уравнение турбомашин $h_T = c_{u2} \times u_2$ в реальности должны давать тождественные значения, указывают на невозможность неравенства h_T в реальном рабочем процессе. При расчетах

внешний теплообмен $Q_{\text{вн}}$ принимается равным нулю, поэтому равенство $\psi_T = \frac{c_p (T_2^* - T_0^*)}{u_2^2} = \frac{c_{u2}}{u_2}$ должно соблюдаться.

Возможность надежного расчета параметров потока и газодинамических характеристик центробежных компрессоров CFD-методами имеет большое значение для исследовательской и проектной практики. Исследования, направленные на повышение надежности расчетов центробежных компрессоров CFD-методами, следует продолжить.

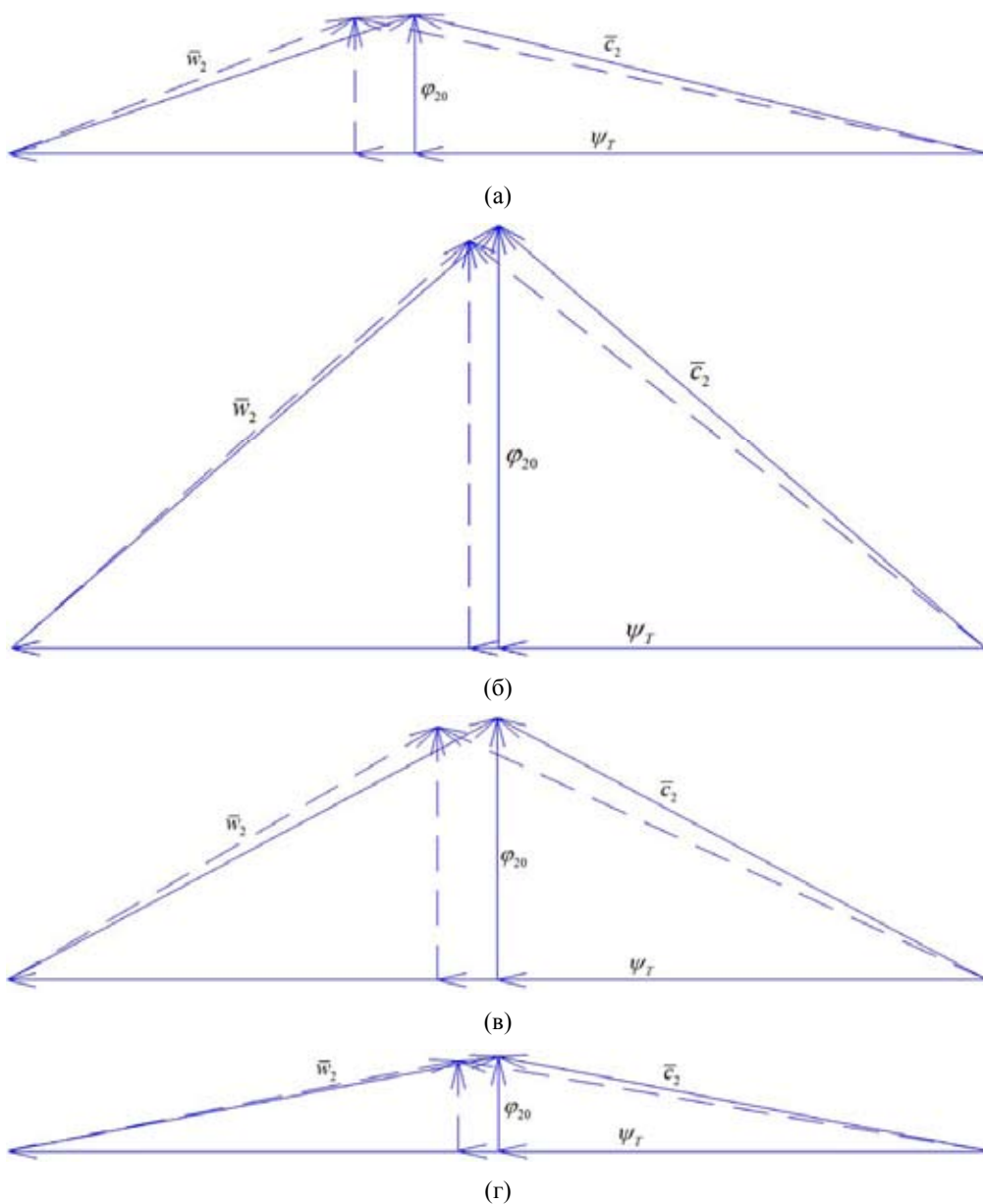


Рис. 17. Треугольники скоростей на расчетном режиме для ступени 028 (а) и модельных ступеней с $\Phi_{расч} = 0,15$ (б), 0,065 (в) и 0,015 (г). Сплошная линия – расчет по математической модели, пунктирная линия – CFD-расчет по формулам (1) и (6)

Fig. 17. The velocity triangles on design flow rate on stage 028 (a) and model stages with $\Phi_{расч} = 0,15$ (б), 0,065 (в) и 0,015 (г). Solid line – calculation on the mat. Model, dashed line – CFD-calculation by formulas (1) and (6)

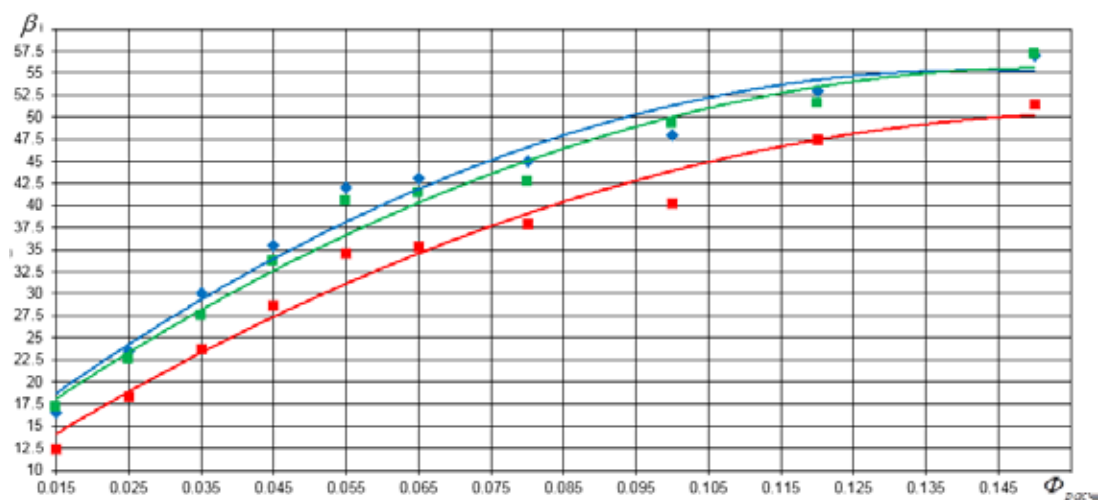


Рис. 18. Угол наклона напорной характеристики и выходной угол лопаток для ступеней с разными $\Phi_{расч}$. Красный – β_T по результатам CFD-расчетов, Φ (3) и (6), зеленый – β_T по результатам расчетов по ММ, синий – выходной угол лопатки $\beta_{\alpha 2}$

Fig. 18. The inclination angle of loading factor characteristics and the output angle of the blades for stages with different $\Phi_{расч}$. Red – β_T according to the results of CFD-calculations, formulas (3) and (6); green – β_T the results of the calculations for math. model, blue – output blade angle $\beta_{\alpha 2}$

Выводы

Итак, перечислим основные положения данной статьи:

- подтвержден линейный характер напорной характеристики «коэффициент теоретического напора – коэффициент расхода»;
- установлено влияние формы выходной кромки на величину коэффициента напора при нулевом расходе и на наклон напорной характеристики по отношению к оси ординат;
- характеристики, рассчитанные CFD-методом, дают завышение коэффициента напора в расчетной точке до 8 %;
- рассчитанная напорная характеристика по уравнению неразрывности и повышению температуры торможения носит закономерный характер. Характеристика, рассчитанная по компонентам скорости на выходе из рабочего колеса, носит необъяснимый характер;
- изучение возможности применения CFD-методов для моделирования характеристик центробежных компрессорных ступеней следует продолжить.

Благодарность

Результаты, указанные в публикации, получены в результате выполнения Головным исполнителем научно-исследовательской, опытно-конструкторской технологической работы «Создание современного высокотехнологичного производства по проектированию, изготовлению и испытаниям установок, компримирующих газообразные продукты для эффективного использования в транспортных системах и технологиях». (При финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки России) – договор 02.G25.31.0140 от 01.12.2015 г.).

Список литературы

- [1] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры*. СПб., Изд-во КХТ., 2010, 650 с. [Ris V.F. *Turbocompressors*, SPb, KHT, 2010, 650 p. (In Russian)]
- [2] Карпов А.Н. *Методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней*. дис... канд. техн. Наук. СПб, 2011, 137 с. [Karpov A.N. *A method of loading factor characteristics of the centrifugal compressor impeller according to the results of model stages tests*, Cand. of tech. Sci. SPb, 2011, 137 p. (In Russian)]
- [3] Солдатова К.В. *Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней*. дис... док-ра. техн. Наук. СПб, 2017, 357 с. [Soldatova K. *The creation of new mathematical models of the centrifugal compressors flow part and a database of model stages*, Dr. of tech. Sci. SPb, 2017, 257 p. (In Russian)]
- [4] *Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ*, М.: Изд. «СПбГПУ», 2010. 670 с. [Proceedings of compressor scientific school of the SPbSPU, 2010, 670 p. (In Russian)]
- [5] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности. *Компрессорная техника и пневматика*, 2015, № 5, 4-12. [Galerkin Y.B., Drozdov A.A., Rekstin A.F., Soldatova K.V. Features of gas-dynamic design of centrifugal compressors for gas industry, *Compressors and Pneumatics*, 2015, № 5, 4-12. (in Russian)]
- [6] Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Конструирование и оптимизация центробежной компрессорной ступени с осерадиальным рабочим колесом при помощи инженерного метода проектирования. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование*, 2015, № 4(231), 179-188. [Galerkin Y.B., Drozdov A.A. Design and optimization of centrifugal compressor stage with 3D impeller using the engineering design method, *Nauchno-tekhnicheskie Vedomosti SPbGPU. Science and education*, 2015, № 4(231), 179-188 (in Russian)]
- [7] Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование*, 2014, № 3(202), 45-53. [Galerkin Y.B., Drozdov A.A. Modeling of gas-dynamic characteristics of centrifugal compressor stages with the 3D impellers, *Nauchno-tekhnicheskie Vedomosti SPbGPU. Science and education*, 2014, № 3(202), 45-53 (in Russian)]
- [8] Galerkin Y., Drozdov, A. Centrifugal compressor stage design principles cheking. *ASME 2015 Gas Turbine India Conference, GTINDIA 2015*, 2015.
- [9] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*, Л. Машиностроение, 1982. [Seleznev K.P., Galerkin Y. *Centrifugal compressor machines*, Leningrad, Machinostroenie, 1982 (In Russian)]
- [10] Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*, Л.: Машиностроение, 1981, 351 с. [Ris V.F. *Centrifugal compressor machines*, Leningrad, Machinostroenie, 1981, 351 p. (In Russian)]
- [11] Дроздов А.А. *Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами*. дис... канд. техн. Наук. СПб, 2016, 236 с. [Drozdov A.A. *Design method of centrifugal compressors with 3D impellers*, Cand. of tech. Sci. SPb, 2016, 236 p. (In Russian)]

[12] Галеркин Ю.Б., Воинов И.Б., Дроздов А.А. Сопоставление результатов CFD-расчета газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней при помощи программы NUMECA FINE/TURBO и ANSYS CFX. *Компрессорная техника и пневматика*, 2017, № 2, 16-19. [Galerkin Y.B., Voinov I.B., Drozdov A.A. Comparison of results CFD-calculation of centrifugal compressor stages gas dynamic characteristics using NUMECA FINE/TURBO and ANSYS CFX, *Compressors and Pneumatics*, 2017, № 2, 16-19 (in Russian)]